

⑫ 公開特許公報(A) 平2-26352

⑤ Int. Cl.<sup>3</sup>

F 16 H 3/66

識別記号

B

庁内整理番号

7331-3 J

⑬ 公開 平成2年(1990)1月29日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全16頁)

⑭ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-176272

⑰ 出 願 昭63(1988)7月15日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑳ 代 理 人 弁理士 渡 辺 丈 夫

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第1リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車と、

第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤおよび第2リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン型の第2遊星歯車と、

第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤと第3リングギヤとに噛合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン型の第3遊星歯車とを備え、

第1キャリアと第2リングギヤと第3サンギヤとが一体的に連結されるとともに、第1サンギヤと第2サンギヤとが一体的に連結され、かつ第2

キャリアと第3キャリアとが一体的に連結され、その互いに一体的に連結された第2キャリアと第3キャリアとが出力軸に連結され、

さらに、一体的に連結された第1キャリアおよび第2リングギヤならびに第3サンギヤと入力軸とを選択的に連結する第1クラッチ手段と、第1リングギヤと前記入力軸とを選択的に連結する第2クラッチ手段と、第1サンギヤおよび第2サンギヤと前記入力軸とを選択的に連結する第3クラッチ手段と、第3リングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、第1リングギヤの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤおよび第2サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段とを具備していることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三組の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

る。

#### 従来の技術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに啮合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の部材を固定することにより、入力を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ比（サンギヤとリングギヤとの歯数の比）の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様になるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合

せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭50-64660号公報、同51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載されている。

#### 発明が解決しようとする課題

しかるに特開昭50-64660号公報に記載された装置は、三組のシングルピニオン型遊星歯車を組合せて少なくとも前進4段、後進1段の変速段を設定し得るよう構成したものであるが、各変速段の変速比同士の比率、すなわち変速前後のエンジン回転数の比のバラツキが大きく、車両に搭載した場合には、運転しにくいものとなるなどのおそれがある。

また特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報にそれぞれ記載された装置は、一組のダブルピニオン型遊星歯車と二組のシングルピニオン型遊星歯車とを組合せて構成したものであるが、これらいずれの装置でも、変速比が“1”以下のオーバードライブ段を設定することができず、また前進第1速から第2速への変速、および第2速から第3速への変速の際に、二つのクラッチおよびブレーキを係合状態から解放状態に、もしくは解放状態から係合状態に切換える必要があり、すなわち合計三つもしくは四つの係合手段を切換え動作させる必要があり、そのため変速ショックが悪化し、あるいは変速ショックを低減するためには複雑な制御を必要とするなどの問題がある。これに加え、各変速段での変速比が等比級数的に並んでいずに各変速比同士の比率のバラツキが大きいために、変速の前後でのエンジンの回転数が大きく変化し、その結果、運転しにくいものとなるなどのおそれがあった。

さらに特開昭51-127968号公報に記載された装置は、上記の各装置と同様に二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とを組合せて構成したものであるが、この装置では、変速比が“1”以下のオーバードライブ段を設定できないために、燃費の改善や高速走行時の静粛性の向上を図ることが困難であるうえに、一組のシングルピニオン型遊星歯車と二組のダブルピニオン型遊星歯車とからなる歯車列における出力要素を、一組のシングルピニオン型遊星歯車のリングギヤに連結した構成を基本構成としているから、変速比を“1”に設定する場合、三つのクラッチを係合させる必要があり、その結果、変速制御が複雑化するおそれがあった。

このように従来の装置では、自動変速機用歯車変速装置として要求される諸条件のうちのいずれかの条件を十分に満たしていず、そのために制御が複雑になったり、変速ショックが悪化したり、さらには運転しにくいものとなるなどの不都合を生じさせる問題があった。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、変速ショックを容易に低減でき、また変速制御が容易であり、さらに動力性能にすぐれ、かつ構成が簡単であるなどの自動変速機に求められる複合した諸条件を共に満すことのできる自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

#### 課題を解決するための手段

この発明は、上記の目的を達成するために、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とを組合せて隔り合う変速段の変速比同士の比率が可及的に近似するよう構成したものである。より具体的には、この発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第1リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤおよび第2リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第2キャリア

を選択的に止める第3ブレーキ手段とを具備していることを特徴とするものである。

#### 作用

この発明の装置では、第1クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合することにより、実質上、第3遊星歯車のサンギヤから入力するとともにそのリングギヤを固定し、その状態でそのキャリアから出力することになり、その結果、前進状態での変速比が最も大きい第1速になる。また第1ブレーキ手段に替えて第2ブレーキ手段を係合させれば、前進第2速になる。さらに第2ブレーキ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、前進第3速になる。またさらに第3ブレーキ手段に替えて第2クラッチ手段を係合させ、もしくは第1ないし第3のクラッチ手段のうちの少なくともいずれか二つを係合させれば、全体が一体となって回転する変速比が“1”の前進第4速になる。そして第2クラッチ手段と第3ブレーキ手段とを係合させれば、すなわち前進第4速の状態で第1クラッチ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合さ

せれば、変速比が“1”以下のオーバードライブ段となる。他方、第3クラッチ手段と第2ブレーキ手段とを係合させれば、後進段となり、もしくは第3クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合させれば、変速比が更に大きい後進段となる。

#### 実施例

つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図はこの発明の一実施例を原理的に示す模式図であって、ここに示す歯車変速装置は、第1の遊星歯車1をダブルピニオン型遊星歯車によって構成するとともに、第2および第3の遊星歯車2、3をシングルピニオン型遊星歯車によってそれぞれ構成し、これらの各遊星歯車1、2、3における各要素を次のように連結して構成されている。すなわち第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rとの間に配置されて互いに噛合する少なくとも1対のピニオンギヤ1Pを保持するキャリア1Cとを主たる要素とし

て構成されており、これに対して第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sと、そのサンギヤ2Sに対して同心状に配置したリングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rに噛合するピニオンギヤ2Pを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されており、そのサンギヤ1S、2S同士が一体物として形成されるなど一体となって回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとが一体となって回転するよう連結されている。さらに第3遊星歯車3は、第2遊星歯車2と同様に、サンギヤ3Sと、リングギヤ3Rと、これらに噛合するピニオンギヤ3Pを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されており、そのサンギヤ3Sが互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに対して一体となって回転するよう連結され、またそのキャリア3Cが第2遊星歯車2のキャリア2Cに一体となって回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空

軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの接続手段（図示せず）介してエンジン（図示せず）に連結されており、この入力軸4と、互いに一体的に連結された前記第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとの間には、これらを選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と第1遊星歯車1のリングギヤ1Rとの間には両者を選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられ、さらに入力軸4と、互いに連結された第1遊星歯車1のサンギヤ1Sおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとの間にはこれらを選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は入力軸4と上記の各部材とを選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来

一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される湿式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの湿式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させることは勿論である。

また第3遊星歯車3のリングギヤ3Rの回転を阻止する第1ブレーキ手段B1が、リングギヤ3Rとトランスミッションケース（以下、単にケースと記す）6との間に設けられている。また第1遊星歯車1のリングギヤ1Rの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、そのリングギヤ1Rとケース6との間に設けられている。さらに互いに連結された第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のサンギヤ1S、2Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、これらのサンギ

ヤ1S、2Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される湿式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとすることができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1、B2、B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ（それぞれ図示せず）に回転を伝達する出力軸5が、互いに一体的に連結された第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとに連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進5段・後進1段もしくは前進5段・後進2段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3およびブレー

ギ手段 B1, B2, B3 を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車 1, 2, 3 のギヤ比  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$  を、

$\rho_1 = 0.450, \rho_2 = 0.316, \rho_3 = 0.400$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また(○)印は係合させてもよいことを、さらに空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

第 1 表

	ブレーキ手段			クラッチ手段			ギヤ比 ( $\rho_1 = 0.450, \rho_2 = 0.316, \rho_3 = 0.400$ )
	B1	B2	B3	K1	K2	K3	
1st	○			○			$\frac{1+\rho_3}{\rho_3}$ 3.500
2nd		○		○			$\frac{\rho_1(1+\rho_2)}{\rho_1(1+\rho_2)-\rho_2}$ 2.144
3rd			○	○			$\frac{1+\rho_2}{1+\rho_2}$ 1.316
4th				○	○	(○)	1 1.000
5th			○		○		$\frac{(1-\rho_1)(1+\rho_2)}{-(1-\rho_1)(1+\rho_2)}$ 0.724
Rev		○				○	$\frac{\rho_1(1+\rho_2)-\rho_2}{\rho_1(1+\rho_2)-\rho_2}$ - 2.621
(Rev)	○					○	$\frac{\rho_2(1+\rho_3)}{-(1+\rho_2)-\rho_2(1+\rho_3)}$ - 6.911

#### 〈前進第1速〉

第1クラッチ手段K1および第1ブレーキ手段B1を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sを入力軸4に連結するとともに、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rを固定する。したがって第1遊星歯車1においては、そのサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとが入力軸4およびケース6に対して解放されているために第1遊星歯車1は特に増減速作用を行わず、また第2遊星歯車2もそのサンギヤ2Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているために特に増減速作用を行わず、その結果、入力軸4の回転は第3遊星歯車3において減速されてキャリア3Cから出力軸5に伝達される。この場合の変速比は第1表に示す通り、

$$(1 + \rho_3) / \rho_3$$

であり、その具体値は、3.500である。

#### 〈前進第2速〉

第1クラッチ手段K1と第2ブレーキ手段B2

とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。したがって前進第1速の場合と同様に、第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが入力軸4に連結され、これに対して第1遊星歯車1のリングギヤ1Rが固定される。この場合、第1遊星歯車1においてはリングギヤ1Rが固定されていることによりサンギヤ1Sが逆回転(入力軸4とは反対方向の回転。以下同じ)し、第2遊星歯車2においては、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと一体のサンギヤ2Sが逆回転する状態でリングギヤ2Rが入力軸4と一体回転するためキャリア2Cはサンギヤ2Sを固定した場合よりも低速で正回転することになる。なお、第3遊星歯車3においては、そのリングギヤ3Rがケース6に対して解放されているために、第3遊星歯車3は特に増減速作用を行わない。したがって出力軸5は第2遊星歯車2のキャリア2Cと共に第1速の場合よりもわ

ずか速い速度で回転し、前進第2速となる。そして変速比は第1表に示す通り、

$$\frac{\rho_1 (1 + \rho_2)}{\rho_1 (1 + \rho_2) - \rho_2}$$

で表わされ、その具体値は、2.144である。

#### 《前進第3速》

第1クラッチ手段K1と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。換言すれば、前進第2速の状態第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。すなわち第1速および第2速の場合と同様に、第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが入力軸4に連結され、これに対して第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のサンギヤ1S, 2Sが固定される。したがって第1遊星歯車1は、そのリングギヤ1Rが入力軸4およびケース6に対して解放されているために特に増減速作用を行わず、また第3遊星歯車3もそのリングギヤ3Rがケース6に対して解放されているので特に増減速作用を行な

K2を係合させる。すなわち全てのブレーキ手段B1, B2, B3を解放した状態で第1遊星歯車1のキャリア1Cおよびリングギヤ1Rを入力軸4に連結する。したがって第1遊星歯車1は、そのキャリア1Cとリングギヤ1Rとが一体となって回転するので、全体が一体回転し、そのため第2遊星歯車2では、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと一体のサンギヤ2Sがリングギヤ2Rと等速度で回転するために全体が一体回転する。なお、付言するに第3遊星歯車3では、第2遊星歯車のキャリア2Cと一体のキャリア3Cがサンギヤ3Sと同速度で回転するために全体が一体回転する。すなわち歯車列の全体が一体となって回転するために、増減速作用が生じず、変速比は“1”になる。この場合も、当然、動力の循環は生じない。

#### 《前進第5速》

第2クラッチ手段K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち第4速の状態第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。したがって第1遊星歯車1のリング

ギヤ2Sを固定した状態でリングギヤ2Rが入力軸4と一体回転するために、そのキャリア2Cがリングギヤ2Rより低速で正回転する。すなわち入力軸4の回転は、第2遊星歯車2のみによって減速され、その結果、このキャリア2Cに連結してある出力軸5が第2速の場合より速い速度で正回転し、前進第3速となる。したがってこの場合の変速比は、

$$(1 + \rho_2)$$

で表わされ、その具体値は、1.316となる。なお、この場合の動力は、第2遊星歯車2のみを介して出力軸5に伝達されるために、動力の循環は生じない。

#### 《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1, K2, K3のうちの少なくともいずれか二つのクラッチ手段、例えば第1および第2のクラッチ手段K1, K2を係合させる。換言すれば、第3速の状態第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段

ギヤ1Rを入力軸4に連結するとともに第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のサンギヤ1S, 2Sを固定することになり、その結果、第1遊星歯車1では、サンギヤ1Sを固定した状態でリングギヤ1Rが入力軸4と一体回転するから、キャリア1Cが増速されて正回転する。また第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rが第1遊星歯車1のキャリア1Cに連結されているから、サンギヤ2Sを固定した状態でリングギヤ2Rがキャリア1Cと一体回転することになり、そのためキャリア2Cはリングギヤ2Rに対して減速され、かつ入力軸4より速い回転数で正回転する。なお、第3遊星歯車3は、そのリングギヤ3Rが入力軸4およびケース6に対して解放されているために特に増減速作用を行なわない。したがって第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結してある出力軸5は入力軸4に対して増速されて正回転する。この場合の変速比は、第1表に示すように、

$$(1 - \rho_1)(1 + \rho_2)$$

で表わされ、その具体値は、0.720となる。なお、

この場合も動力は、上述した回転の伝達と同様に伝達されるために、動力の循環は生じない。

#### 《後進第1速》

第3クラッチ手段K3と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のサンギヤ1S、2Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rを固定する。したがって第1遊星歯車1では、リングギヤ1Rを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と一体回転することになるので、キャリア1Cが減速されて逆回転し、また第2遊星歯車2では、そのリングギヤ2Rが第1遊星歯車1のキャリア1Cと共に減速逆回転するために、リングギヤ2Rを逆回転させた状態でサンギヤ2Sが入力軸4と同一回転することになり、その結果、キャリア2Cすなわち出力軸5は低速で逆回転する。この場合も第3遊星歯車3は特に増減速作用を行わない。したがってこの場合の変速比は、第1表の通り、

共に逆回転させることになるために、キャリア2Cと一体の出力軸5は入力軸4に対して大きく減速されて逆回転する。この場合の変速比は、

$$-\frac{(1+\rho_2)-\rho_2(1+\rho_3)}{\rho_2\rho_3}$$

で表わされ、その具体値は、- 6.911となる。なお、この値から知られるよう、この後進第2速は特殊用途向きである。

以上各変速段について述べたことから明らかなように、第1図に示す歯車変速装置では、使用頻度が極めて高い前進第3速、第4速、第5速において動力循環が生じず、したがって動力損失を防止して燃費を向上させることができる。また第1速から第4速の各変速段での変速比を比較すれば明らかなように、各変速段の変速比が等比級数に近い関係にある値となっているから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段の変速比が0.724であって、実用可能な範囲(一般に0.7~0.85程度とされて

$$-\frac{(1-\rho_1)(1+\rho_2)}{\rho_1(1+\rho_2)-\rho_2}$$

で表わされ、その具体値は、- 2.621となる。

#### 《後進第2速》

第3クラッチ手段K3および第1ブレーキ手段B1を係合させることにより、第1および第2遊星歯車1、2のサンギヤ1S、2Sを入力軸4に連結するとともに、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rを固定する。したがって第1遊星歯車1は、リングギヤ1Rが入力軸4およびケース6に対して解放されているために特に増減速作用を行わない。これに対して第2遊星歯車2では、キャリア2Cに出力軸5からの負荷がかかっているために、サンギヤ2Sが入力軸4と同一回転することにより、そのリングギヤ2Rが逆回転しようとする。また第3遊星歯車3では、第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと一体のサンギヤ3Sが逆回転しようとし、かつリングギヤ3Rが固定されているから、キャリア3Cが逆回転する。結局、第2遊星歯車2ではキャリア2Cとリングギヤ2Rとを

いる)で小さい値に設定できるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとする事ができる。そして各変速段の説明で述べた通り、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させることにより、すなわち二個の係合手段を切換えることにより、隣接する他の変速段に設定できるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でよい。また第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とのサンギヤ1S、2Sを一体化してロングピニオン化すれば、回転自在に嵌合させる軸の数が少なくなる。さらに各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が0.3~0.5程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。

ところで自動変速機に望まれる特性として、変

速がスムーズに行なわれること、もしくは変速ショックの解消が容易なこと、および必要に応じてエンジンプレーキが効くことを挙げることができる。このような要請を満たすためには、上記のクラッチ手段K1、K2、K3やブレーキ手段B1、B2、B3を単に多板クラッチや多板ブレーキのみによって構成する以外に、具体的には、以下のような構成とすることが好ましい。

(1) 第1クラッチ手段K1を、一方向クラッチと多板クラッチとを組み合わせた構成とする。

すなわち入力軸4から第1遊星歯車1のキャリア1Cに向けてトルク伝達可能な一方向クラッチ10と多板クラッチ11とを直列に配列した構成(第2図(A))、およびこの組合せに対して更に他の多板クラッチ12を並列に配置した構成(第2図(B))である。

これらの構成のうち第2図(A)に示す構成の場合、および第2図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ12を解放した状態の場合、走行中にスロットル開度を絞ってエンジン回転数を減じ、

それに伴ってキャリア1Cの回転数が入力軸4の回転数より速くなれば、キャリア1Cと入力軸4との連結が自動的に解かれるために、エンジンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費や静粛性を向上させることができる。また第1クラッチ手段K1は前進第1速ないし第4速に係合してキャリア1Cにトルクを伝達し、これに対して前進第5速では、キャリア1Cの回転数が入力軸4の回転数以上になるから、第5速にシフトアップする場合、第3ブレーキ手段B3に係合させることに伴ってキャリア1Cの回転数が増大することにより一方向クラッチ10の係合が自然に外れ、また反対に第3ブレーキ手段B3を解放してキャリア1Cの回転数が低下すれば、一方向クラッチ10が自然に係合して第4速が設定され、したがって第3ブレーキ手段B3のみの係合および解放によって第5速へのシフトアップおよび第5速からのシフトダウンが達成されるため、変速タイミングの調整が特に必要であり、かつ変速ショックの少ない変速を行なうことができる。な

お、第2図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ12に係合させておけば、エンジンプレーキを効かせることができる。

(2) 第2クラッチ手段K2を、一方向クラッチと多板クラッチとを組合わせた構成とする。

すなわち入力軸4から第1遊星歯車1のリングギヤ1Rに向けてトルク伝達可能な一方向クラッチ20と多板クラッチ21とを直列に配列した構成(第3図(A))、この組合せに対して他の多板クラッチ22を並列に配置した構成(第3図(B))である。

第2クラッチ手段K2は前進第4速と第5速とで係合させて入力トルクの伝達を行なうが、これらの変速段において、スロットル開度を絞ってエンジン回転数を減じた場合、第3図(A)の構成および第3図(B)の構成で並列配置した多板クラッチ22を解放した状態では、リングギヤ1Rの回転数が入力軸回転数より速くなって一方向クラッチ20が自然に解放するため、エンジンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費お

よび静粛性を向上させることができる。なお、第3図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ22に係合させてあれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

(3) 第3クラッチ手段K3を、一方向クラッチと多板クラッチとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

①入力軸4から第1遊星歯車1のサンギヤ1Sに向けてトルク伝達可能な一方向クラッチ30と多板クラッチ31とを直列に配列するとともに、これらの組合せに対して、係合方向が前記一方向クラッチ30とは反対の他の一方向クラッチ32を並列に配列した構成(第4図(A))。

このような構成であれば、各一方向クラッチ30、32の係合方向が互いに反対であるから、多板クラッチ31に係合させることにより、入力軸4とサンギヤ1Sとが完全に連結され、したがって後進段を設定できるとともに、その状態でエンジンプレーキを効かせることができる。また多板クラッチ31を解放すれば、前記並列配置した他



方の一方向クラッチ32のみが作用することになり、この場合、前進第4速で入力軸4とサンギヤ1Sとが等速度で回転することにより両者を実質的に連結し、この状態から第5速にシフトアップした場合、サンギヤ1Sの回転が止められるので一方向クラッチ32の係合が自然に外れ、したがって第4速と第5速の間の変速を特別なタイミング調整を必要とせずスムーズに行なうことができる。

②前記他方の一方向クラッチ32を多板クラッチ33に置き換えた構成(第4図(B))。

並列配置した他方の多板クラッチ33を解放しておけば、入力軸4からサンギヤ1Sに向けてのトルク伝達のみ可能になるので、第4速および後進段を設定でき、かつこれらの変速段において、スロットル開度を絞るなどのことにより出力軸5側からトルクが反対に輸入された場合には、一方向クラッチ30の係合が外れ、したがってエンジンが強制的に回転させられることがないために、燃費および静粛性を向上させることができる。な

があった場合には、一方向クラッチ36が自然に解放され、その結果、エンジンが強制的に回転させられないから、燃費や静粛性を向上させることができる。

(4)第1ブレーキ手段B1を、一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せて構成し、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合せて構成する。この例を示せば、以下の通りである。

①第3遊星歯車3のリングギヤ3Rが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを互いに直列に配置した構成(第5図(A))。

この構成では、多板ブレーキ41を係合させることにより、前進第1速の場合に一方向クラッチ40が係合して第3遊星歯車3のリングギヤ3Rを固定し、所期の変速比を得ることができる。これに対して前進第1速の状態で出力軸5側から駆動された場合、リングギヤ3Rが正回転するので、一方向クラッチ40の係合が外れ、したがってエ

ンジンブレーキが効かない反面、燃費や静粛性を向上させることができる。また前記リングギヤ3Rは、前進第1速で逆回転しようとし、第2速ないし第5速で正回転するので、第1速から他の前進段にシフトアップする場合には、一方向クラッチ40の係合が自然に外れ、また反対に第1速にシフトダウンする場合にはリングギヤ3Rの回転方向が変わることにより一方向クラッチ40が自然に係合するため、特別な変速タイミングの調整を必要とせずスムーズな変速を行なうことができる。

③第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが入力軸4より速く正回転する場合に係合する一方向クラッチ34と多板クラッチ35とを並列に配置した構成(第4図(C))。

これは第4図(A)に示す構成のうち多板クラッチ31に対して直列配置した一方向クラッチ30を除去した構成である。したがって多板クラッチ35を解放しておけば、第4速と第5速の間の変速を、特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。

④入力軸4からサンギヤ1Sに向けてトルク伝達可能な一方向クラッチ36と多板クラッチ37とを直列に配列した構成(第4図(D))。

これは第4図(B)に示す構成のうち並列配置した他方の多板クラッチ33を除去した構成である。したがって後進段において、スロットル開度を絞るなどのことにより出力軸5側からトルクの入力

ンジンブレーキが効かない反面、燃費や静粛性を向上させることができる。また前記リングギヤ3Rは、前進第1速で逆回転しようとし、第2速ないし第5速で正回転するので、第1速から他の前進段にシフトアップする場合には、一方向クラッチ40の係合が自然に外れ、また反対に第1速にシフトダウンする場合にはリングギヤ3Rの回転方向が変わることにより一方向クラッチ40が自然に係合するため、特別な変速タイミングの調整を必要とせずスムーズな変速を行なうことができる。

②係合方向が前記一方向クラッチ40とは反対の他の一方向クラッチ42と多板ブレーキ43とを直列に配列するとともに、この組合せを前記一方向クラッチ40と多板ブレーキ41との組合せに対して並列に配置した構成(第5図(B))。

この構成では、第5図(A)の構成に追加した多板ブレーキ43を解放しておけば、上に述べた第5図(A)の構成と同様に作用させて前進第1速での燃費および静粛性の向上を図り、またスムーズ

な変速を可能にする。これとは反対に第5図(B)の左側の多板ブレーキ41を解放し、他の多板ブレーキ43に係合させれば、第5図(A)の場合とは反対の一方向特性が生じる。すなわち第3遊星歯車3のリングギヤ3Rが正回転しようとする際に一方向クラッチ42に係合してその回転が阻止され、したがって後進第2速の場合に所期の変速比を得ることができる。またこの状態で出力軸5側から反対に入力があると、リングギヤ3Rが逆回転しようとするために一方向クラッチ42の係合が外れ、したがってエンジンプレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。

③リングギヤ3Rが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ42と多板ブレーキ43とを直列に配列した組合せに対して他の多板ブレーキ44を並列に配置した構成(第5図(C))。

これは第5図(B)の構成で左側の一方向クラッチ40を取除いた構成と同様であり、したがって他の多板ブレーキ44を解放しておけば、上記の

第5図(B)における左側の多板ブレーキ41を解放しておく場合と同様に、後進第2速での燃費および静粛性を向上させることができる。これに対して他の多板ブレーキ44に係合させれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

④リングギヤ3Rが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを互いに直列に配列するとともに、これらに対して他の多板ブレーキ45を並列に配置した構成(第5図(D))。

これは前述した第5図(A)の構成に対して他の多板ブレーキ45を並列に配置した構成であるから、他の多板ブレーキ45を解放しておけば、第5図(A)の構成による場合と同様に、前進第1速での燃費および静粛性を向上させ、また前進第1からのシフトアップおよび第1速へのシフトダウンをスムーズに行なうことができる。これに対して他の多板ブレーキ45に係合させておけば、一方向特性がなくなるので、エンジンプレーキを効かせることができる。

⑤ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向(ブレーキバンドを巻き込む方向)となるバンドブレーキ46による構成(第5図(E))。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、充分な制動作用が生じず、したがってバンドブレーキは、ある程度の一方向特性を有している。そのため第5図(E)に示す構成では、リングギヤ3Rの逆回転に対して充分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、第1速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させ、また第1速への変速および第1速からの変速をスムーズに行なうことができる。

⑥エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ46、47による構成(第5図(F))。

両方のバンドブレーキ46、47を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じない

が、第5図(E)におけるバンドブレーキ46と同様のバンドブレーキ46を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第1速での燃費および静粛性の向上を図り、また第1速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ47を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、後進第2速でのエンジンプレーキを解消し、後進第2速での燃費および静粛性を向上させることができる。

⑦バンドブレーキ46と多板ブレーキ45とを並列に配置した構成(第5図(G))。

第1ブレーキ手段B1は前進第1速と後進第2速に係合させられるが、前進段の場合にはバンドブレーキ46に係合させることによりその一方向特性を利用して係合および解放のタイミングを適正化して変速ショックを低減し、また後進段ではトルクが大きいので多板ブレーキ45に係合させる。したがって変速タイミングの適正化と係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

(5)第2ブレーキ手段B2を一方向クラッチと

多板ブレーキとを組合せた構成とし、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

①第1遊星歯車1のリングギヤ1Rが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して、リングギヤ1Rが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ52と多板ブレーキ53とを直列に配列した組合せを並列に配置した構成(第6図(A))。

両方の多板ブレーキ51、53を係合させれば、係合方向が互いに異なる両方の一方向クラッチ50、52が作用するので、一方向特性が生じないが、例えば第6図(A)に示す左側の多板ブレーキ51のみを係合させれば、リングギヤ1Rの逆回転のみが阻止されることになり、したがって前進第2速でリングギヤ1Rが固定されて所定の変速比が設定されるとともに、この状態で出力軸5側から反対に入力があった場合には、リングギヤ1

Rが正回転しようとするために一方向クラッチ50の係合が自然に外れ、その結果、エンジンブレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また一方向クラッチ50の係合・解放は、リングギヤ1Rがいずれの方向に回転しようとするかによって自動的に行なわれるから、第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。これとは反対に第6図(A)に示す右側の多板ブレーキ53のみを係合させれば、後進第1速でリングギヤ1Rを固定できるとともに、その変速段で出力軸5側から入力があれば、一方向クラッチ52の係合が自然に外れるため、エンジンブレーキが効かない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。

②リングギヤ1Rが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ52と多板ブレーキ53とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ54を並列に配置した構成(第6図(B))。

この構成は、第6図(A)に示す構成のうち、リングギヤ1Rが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50を取除いた構成と同じであり、したがって前記他の多板ブレーキ54を解放しておけば、一方向クラッチ52が作用することになるので、前述したとうり、後進第1速においてエンジンブレーキを効かせることができない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。換言すれば、前記他の多板ブレーキ54を係合させることにより後進第1速でエンジンブレーキを効かせることができ、また前進第2速を設定することができる。

③上記の例とは反対に、リングギヤ1Rが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ55を並列に配置した構成(第6図(C))。

この構成は、前述した第6図(A)の構成のうち、リングギヤ1Rが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ52を取除いた構成と同様であ

り、したがって前記他の多板ブレーキ55を解放しておけば、一方向クラッチ50が作用するので、前進第2速においてエンジンブレーキを効かせ得ない反面、燃費および静粛性を向上させることができ、また第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ55を係合させておけば、前進第2速でエンジンブレーキを効かせることができ、かつ後進第1速を設定することができる。

④ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向(ブレーキバンドを巻き込む方向)となるバンドブレーキ56による構成(第6図(D))。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、十分な制動作用が生じず、したがってバンドブレーキは、ある程度の一方向特性を有することになる。そのため第6図(D)に示す構成では、リングギヤ1Rの逆回転に対して

充分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、前進第2速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させることができ、また前進第2速へのシフトダウンおよび第2速からのシフトアップをスムーズに行なうことができる。

⑤ エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ56、57による構成(第6図(E))。

両方のバンドブレーキ56、57を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、第6図(D)におけるバンドブレーキ56と同様のバンドブレーキ56を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第2速での燃費および静粛性の向上を図り、また第2速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ57を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、後進第1速でのエンジンプレーキを解消し、後進第1速での燃費および静粛性を向上させることができる。

キ63とを直列に配列した組合せを並列に配置した構成(第7図(A))。

両方の多板ブレーキ61、63を係合させれば、係合方向が互いに異なる両方の一方向クラッチ60、62が作用するので、一方向特性が生じないが、例えば第7図(A)に示す左側の多板ブレーキ61のみを係合させれば、サンギヤ2Sの逆回転のみが阻止されることになり、したがって前進第3速でサンギヤ2Sが固定されて所定の変速比が設定されるとともに、この状態で出力軸5側から反対に入力があった場合には、サンギヤ2Sが正回転しようとするために一方向クラッチ60の係合が自然に外れ、その結果、エンジンプレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また一方向クラッチ60の係合・解放は、サンギヤ2Sがいずれの方向に回転しようとするかによって自動的に行なわれるから、第3速からのシフトアップおよび第3速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。これとは反対に第7図(A)

⑥ バンドブレーキ56と多板ブレーキ55とを並列に配置した構成(第6図(F))。

第2ブレーキ手段B2は前進第2速と後進第1速で係合させられるが、前進段の場合にはバンドブレーキ56を係合させることによりその一方向特性を利用して係合および解放のタイミングを適正化して変速ショックを低減し、また後進段ではトルクが大きいので多板ブレーキ55を係合させる。したがって変速タイミングの適正化と係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

(6) 第3ブレーキB3を一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せて構成し、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

① 第2遊星歯車2のサンギヤ2Sが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、この組合せに対して、サンギヤ2Sが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62と多板ブレーキ

に示す右側の多板ブレーキ63のみを係合させれば、前進第5速でサンギヤ2Sを固定できるとともに、その変速段で出力軸5側から入力があれば、一方向クラッチ62の係合が自然に外れるため、エンジンプレーキが効かない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。

② サンギヤ2Sが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62と多板ブレーキ63とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ64を並列に配置した構成(第7図(B))。

この構成は、第7図(A)に示す構成のうち、サンギヤ2Sが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60を取除いた構成と同じであり、したがって前記他の多板ブレーキ64を解放しておけば、一方向クラッチ62が作用することになるので、前述したとおり、前進第5速においてエンジンプレーキを効かせることができない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。換言すれば、前記他の多板ブレーキ64を係合させ

ることにより前進第5速でエンジンプレーキを効かせることができ、また前進第3速を設定することができる。

③上記の例とは反対に、サンギヤ25が逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ65を並列に配置した構成(第7図(C))。

この構成は、前述した第7図(A)の構成のうち、サンギヤ25が正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62を取除いた構成と同様であり、したがって前記他の多板ブレーキ65を解放しておけば、一方向クラッチ60が作用するので、前進第3速においてエンジンプレーキを効かせ得ない反面、燃費および静粛性を向上させることができ、また第3速からのシフトアップおよび第3速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ65を係合させておけば、前進第3速でエンジンプレーキを効かせることがで

両方のバンドブレーキ66, 67を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、第7図(D)におけるバンドブレーキ66と同様のバンドブレーキ66を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第3速での燃費および静粛性の向上を図り、また第3速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ67を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、前進第5速でのエンジンプレーキを解消し、前進第5速での燃費および静粛性を向上させることができる。

⑥バンドブレーキ66と多板ブレーキ65とを並列に配置した構成(第7図(F))。

第3ブレーキ手段83は前進第3速と第5速で係合させられるが、第5速の場合には小トルクでよいのでバンドブレーキ66を係合させ、また第3速の場合には第5速に比較してトルクが大きいので多板ブレーキ65を係合させる。このようにすることにより係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

き、かつ前進第5速を設定することができる。

④ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向(ブレーキバンドを巻き込む方向)となるバンドブレーキ66による構成(第7図(D))。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、充分な制動作用が生じず、したがってバンドブレーキは、ある程度の一方向特性を有することになる。そのため第7図(D)に示す構成では、サンギヤ25の逆回転に対して充分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、第3速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させることができ、また第3速へのシフトダウンおよび第3速からのシフトアップをスムーズに行なうことができる。

⑤エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ66, 67による構成(第7図(E))。

以上、クラッチ手段やブレーキ手段として使用し得る構成の数例について説明したが、この発明は上記の例に限定されないことは勿論であり、またその遊星歯車1, 2, 3を含めた配列は以上の例で示した配列に限定されないことも勿論である。

第8図は上述した係合手段のうち適当なものを第1図に示す装置に適用した一例を示す模式図であって、この第8図に示す歯車変速装置における各係合要素は第2表に示すように係合して前進第1速ないし第5速および後進第1速ならびに後進第2速を設定する。なお、第2表中、○印は係合状態、△印はエンジンプレーキ時に係合状態、空欄は解放状態をそれぞれ示す。

(この頁、以下余白)

第 2 表

	クラッチ手段					ブレーキ手段							
	K1			K2	K3	B1		B2			B3		
	10	11	12			40	41	50	51	55	60	61	65
1st	○					○	○						
2nd	○							○	○	△			
3rd	○										○	○	△
4th	○	○	△	○									
5th				○							○	○	△
Rev					○					○			

また横置きエンジン前輪駆動車においては入力軸 4 と出力軸 5 とを接近させた配列とすることが好ましいので、このような場合には、第 9 図に示すよう配列すればよい。なお、第 9 図の構成については、第 1 図における部材と同一の部材に第 1 図と同一の符号を付して説明を省略する。

#### 発明の効果

以上の説明から明らかなようにこの発明の歯車

能を確保し、高速走行時のエンジン回転数を抑えて燃費および静粛性を向上させることが可能になる。そしてこの発明では、ギヤ比の幅（前進第 1 速とオーバードライブ段とのギヤ比の比率）を大きく取ることが可能であり、また設定し得る変速段の数を多くできるために、発進・登坂性能や中高速域での走行性能を向上させることができる。またこの発明では、隣接する変速段に切り換える場合に、係合させていたクラッチ手段の全てを解放することがなく、すなわち入力の切り換えが不要なので、変速ショックの低減に有利なものとすることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第 1 図はこの発明の一実施例を原理的に示すスケルトン図、第 2 図(A)(B)のそれぞれは第 1 クラッチ手段の具体例を示す模式図、第 3 図(A)(B)のそれぞれは第 2 クラッチ手段の具体例を示す模式図、第 4 図(A)ないし(D)のそれぞれは第 3 クラッチ手段の具体例を示す模式図、第 5 図(A)ないし(G)のそれぞれは第 1 ブレーキ手段の具体例を

示す模式図、第 6 図(A)ないし(F)のそれぞれは第 2 ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第 7 図(A)ないし(F)のそれぞれは第 3 ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第 8 図はこの発明の他の例実施例を示すスケルトン図、第 9 図は前置きエンジン前輪駆動車に適するよう配列を変えた例を示すスケルトン図である。

変速装置によれば、必要とする遊星歯車は、一組のダブルピニオン型遊星歯車と二組のシングルピニオン型遊星歯車との合計三組であるから、大型化することなく前進 4 段もしくは前進 5 段でかつ後進 1 段もしくは後進 2 段の変速装置を得ることができ、また使用頻度の高い前進第 3 速ないし第 5 速において動力循環が生じないので、搭載した車両の燃費の向上に有利に作用するものとすることができる。さらに隣接する変速段への変速、すなわち次高・低速段への変速の際に切り換えるべき係合要素の数が二個でよいために、変速制御が容易になるうえに、変速ショックの低下に有利に作用するものとするすることができる。またさらにこの発明の歯車変速装置では、各遊星歯車のギヤ比を 0.3～0.45 程度に設定でき、それに伴い歯車列をコンパクト化でき、同時に前進第 1 速から第 4 速の各変速段での変速比を等比級数に近い値に設定し、車両として運転し易いものとすることができ、かつまたオーバードライブ段での変速比を 0.724 程度の小さい値に設定できるために、動力性

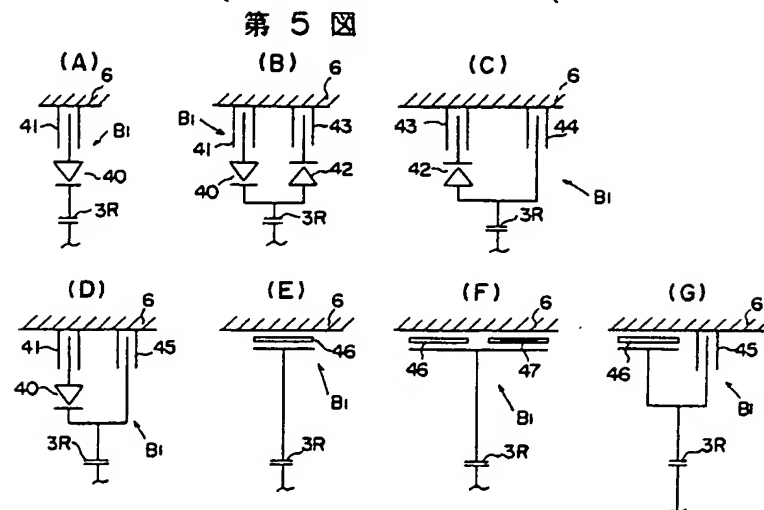
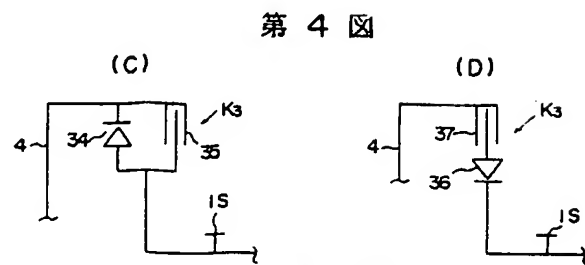
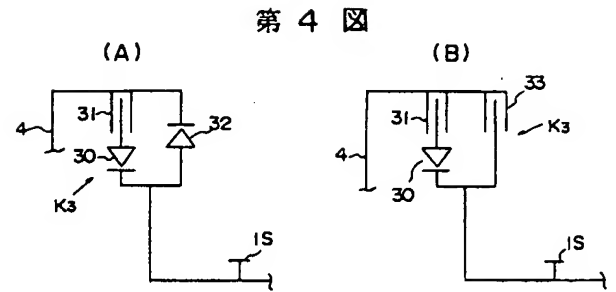
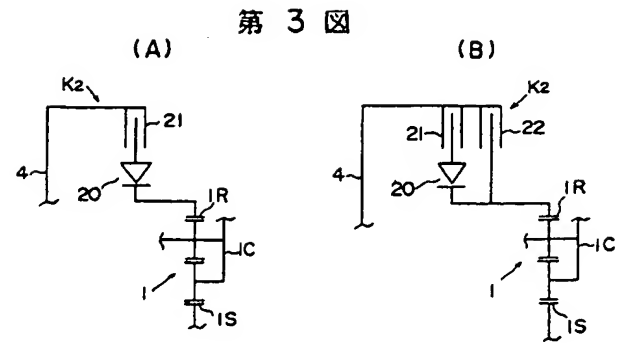
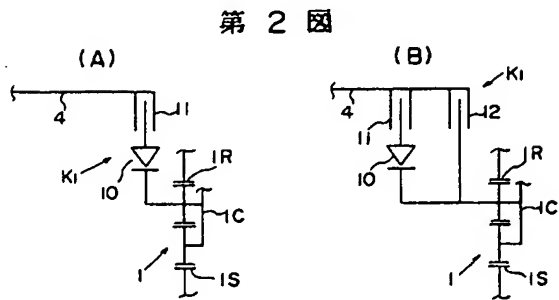
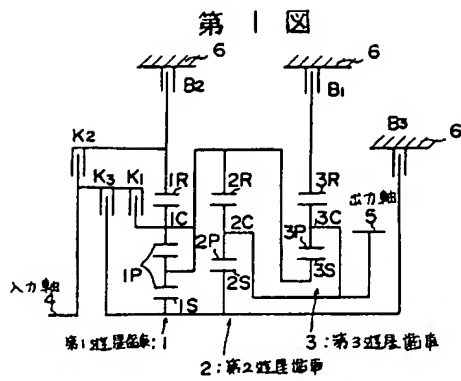
を示す模式図、第 6 図(A)ないし(F)のそれぞれは第 2 ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第 7 図(A)ないし(F)のそれぞれは第 3 ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第 8 図はこの発明の他の例実施例を示すスケルトン図、第 9 図は前置きエンジン前輪駆動車に適するよう配列を変えた例を示すスケルトン図である。

1…第 1 遊星歯車、 2…第 2 遊星歯車、 3…第 3 遊星歯車、 4…入力軸、 5…出力軸、 B1…第 1 ブレーキ手段、 B2…第 2 ブレーキ手段、 B3…第 3 ブレーキ手段、 K1…第 1 クラッチ手段、 K2…第 2 クラッチ手段、 K3…第 3 クラッチ手段。

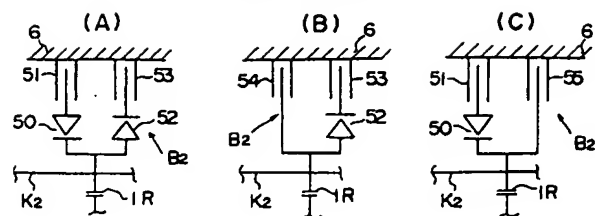
出願人 トヨタ自動車株式会社

代理人 弁理士 豊田 武久

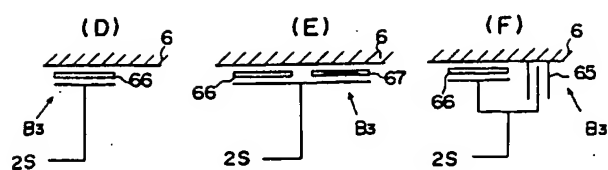
(ほか 1 名)



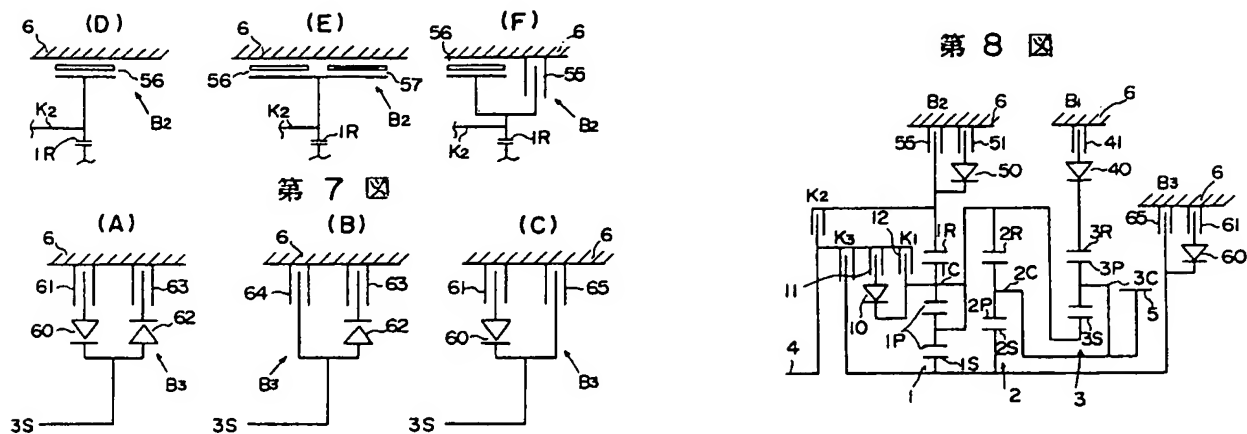
第 6 図



第 7 図



第 8 図



第 9 図

